



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
ENERGY INSTITUTE

KONSTRUKČNÍ PROVEDENÍ ČERPADEL

PUMP DESIGN

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

PAVEL ČEJKA

VEDOUcí PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. ROMAN KLAS, Ph.D.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Pavel Čejka

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Konstrukční provedení čerpadel

v anglickém jazyce:

Pump design

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Přehled používaných uspořádání čerpadel by měl být spojen s jejich krátkým popisem a rozbořem. V práci budou uvedeny základní výpočtové vztahy, přičemž se autor práce může zaměřit i na konkrétní části jejich konstrukce.

Cíle bakalářské práce:

Student by měl získat nové poznatky o dosud využívaných konstrukčních variantách hydrostatických čerpadel s ohledem na jejich nedostatky, výhody a oblasti použití. Měl by být utvořen i základní náhled do některých problémů při jejich návrhu.

Seznam odborné literatury:

Bláha, J. - Brada, K.: Hydraulické stroje, Praha, 1992.

Bláha, J. - Brada, K.: Příručka čerpací techniky, Praha, 1997.

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Roman Klas, Ph.D.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/2009.

V Brně, dne 6.11.2008

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

V bakalářské práci jsou obsaženy základní informace o rozdělení hydrostatických čerpadel. V prvním bodě práce bude uvedeno nejzákladnější dělení čerpadel a to na čerpadla hydrostatická a hydrodynamická. V čem se liší a hlavní kritéria jejich rozdělení. Podle tohoto dělení jsou pak dále uvedeny základní konstrukční provedení hydrostatických čerpadel. U každého typu čerpadla budou uvedeny jejich výhody a nevýhody, dále pak jejich princip činnosti a použitelnost pro praxi a to vše bude doplněno jednoduchým schématem nebo obrázkem čerpadel. Dále budou popsány jednotlivé charakteristické části jejich konstrukce doplněné jejich rozbořem. Na závěr práce budou uvedeny základní početní vztahy pro charakteristické veličiny čerpadel a jejich vzájemná závislost bude popsána diagramy.

Abstract

In this bachelor's thesis are including basic information about dividing hydrostatic pump. In the first chapter of thesis will be introduced the basic dividing pumps namely on pump hydrostatic and hydrodynamic. Accordance with this dividing will be next introduced basic construction design of hydrostatic pump. With each one type of pump will be introduced their advantages and disadvantages, then also their description of function and their using in practice and all this will be eked with simple scheme or with picture of pumps. Next will be described individual characteristic parts of their construction. In the conclusion will be introduced basic numerical relations for characteristic value of pump and their interdependence will be described with diagrams.

Klíčová slova

Rozdělení čerpadel, hydrostatické čerpadlo, konstrukční provedení čerpadel, charakteristické veličiny

Keywords

Dividing pumps, hydrostatic pump, pump design, characteristic value

Bibliografická citace

ČEJKA, P. *Konstrukční provedení čerpadel*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce Ing. Roman Klas, Ph.D.

Prohlášení

Prohlašuji, že jsem bakalářskou práci na téma Konstrukční provedení čerpadel vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce

25. května 2009

.....
Pavel Čejka

Poděkování

Děkuji tímto Ing. Romanu Klasovi, Ph.D. za cenné připomínky a rady při vypracování bakalářské práce.

Obsah

Úvod	10
1. Rozdělení hydraulických strojů.....	11
1.1 Fyzikální podobnost čerpadel	11
1.2 Rychloběžnost	11
1.3 Charakteristiky a vlastnosti hydrostatických a hydrodynamických strojů	13
1.3.1 Nevýhody hydrostatických strojů	14
1.3.2 Výhody hydrostatických strojů	14
2. Rozdělení čerpadel	15
3. Rotační hydrostatická čerpadla	16
3.1 Zubová	16
3.1.1 Zubová čerpadla s vnějším záběrem	16
3.1.2 Jiné konstrukční řešení čerpadel s vnějším ozubením	19
3.1.3 Zubová čerpadla s vnitřním záběrem	20
3.2 Vřetenová	21
3.2.1 Jedno-vřetenová čerpadla	21
3.2.2 Dvou-vřetenová čerpadla	21
3.2.3 Tří-vřetenová čerpadla	22
3.3 Lamelová	22
3.4 S rotujícími písty	25
3.5 S odvalujícím pístem	26
4. Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem	27
4.1 Pístová	27
4.1.1 Pístová čerpadla radiální	27
4.1.2 Pístová čerpadla axiální	28
4.1.3 Jednočinné pístové čerpadlo	29
4.1.4 Dvojčinné pístové čerpadlo	29
4.1.5 Diferenciální pístové čerpadlo	30
4.2 Plunžrová	30
4.3 Membránová	30
4.4 Vlnovcová	31
4.5 Křídlová	31
5. Hydrostatická čerpadla s peristaltickým (jiným) pohybem	32
5.1 Hadicová	32
6. Charakteristiky hydrostatických čerpadel	33
6.1 Základní rovnice pro výpočet objemových čerpadel	33
6.2 Účinnost čerpadel	33
6.3 Skutečné a teoretické charakteristiky	35
Závěr	37
Seznam použité literatury	39
Seznam použitých veličin	40

Úvod:

Tato rešerše se bude zabývat především hydrostatickými čerpadly, jejich druhy, výhodami a nevýhodami jednotlivých druhů a také jejich použitím v praxi. Čerpadlo je definováno jako mechanický stroj, který dodává kinetickou, potenciální nebo tlakovou energii kapalině, která skrz něj protéká.

Na úvod této práce bych zmínil fakt, že čerpadla jsou používána člověkem už od starověku, kdy se používali zejména k dopravě vody a byla poháněna lidskou nebo spíše zvířecí silou. Historicky je doloženo, že vzrůst ale i zánik vyspělých civilizací je úzce spjat s využitím vody ve prospěch člověka, ať už to bylo pro zavlažování půdy anebo pro mechanickou práci. Např. podle [5] vykopávky v Pompejích dokládají fakt, že už ve starověku se používalo kovových pístových čerpadel s kulovými ventily. Základy teorie hydraulických strojů a hydromechaniky jako takové definoval v 18. století D. Bernoulli a na něj poté navázal L. Euler. Z důvodů technické náročnosti výroby byly jejich poznatky z konstrukce hydraulických strojů provedeny až o několik desítek let později. Největší rozvoj hydraulických strojů nastal v 19. století, kdy se začalo vyžadovat výkonnější hnací stroje, než bylo do té doby hojně používané vodní kolo, které bylo ve středověku hlavním hnacím motorem.

Dnes představuje čerpací technika poměrně široké odvětví průmyslu, které se zabývá zabezpečením hydraulické dopravy kapalných médií v nejrůznějších oblastech lidské činnosti. Velké rozšíření čerpadel jako takových dokazuje i skutečnost, že jsou druhým všeobecně nejvíce používaným strojem. Před čerpadly je už jen elektromotor. Pro svou velkou použitelnost v různých odvětvích průmyslu, je sortiment funkčních typů a konstrukčních provedení čerpadel velmi široký. Konstrukce čerpadel je ovlivněna především druhem čerpané kapaliny a dalšími neméně důležitými vlastnostmi čerpadla, které ovlivňují vlastní proces čerpání, jako např. tlak, průtok apod.

1. Rozdělení hydraulických strojů

1.1 Fyzikální podobnost čerpadel [2]

Fyzikální podobnost čerpadel se týká v první řadě podobnosti *hydrodynamické*. Ta slouží mimo jiné jako prostředek k třídění různých typů hydraulických strojů.

Podobnost zahrnuje tři složky:

- 1) podobnost geometrickou
- 2) kinematickou
- 3) dynamickou

Přičemž každá následující složka podobnosti v sobě obsahuje složku předchozí. To znamená, že kinematická podobnost v sobě obsahuje podmínku geometrické podobnosti a podobnost dynamická obě předchozí (geometrickou i kinematickou). Dynamická podobnost je nejobecnější a má největší závažnost.

ad 1) Geometrická podobnost

Tato podobnost dvou útvarů je splněna, pokud navzájem si odpovídající rozměry mezi prototypem a modelem jsou ve stejném poměru. Tento poměr je roven součiniteli „ λ “ neboli měřítku délek „ l_P/l_M “. Rozměry, které si navzájem odpovídají, mohou být např. světlost potrubí, průměry oběžných kol, drsnosti povrchů stěn.

ad 2) Kinematická podobnost

Pro splnění této podobnosti musí mít objekty splněnou podmínku geometrické podobnosti.

Týká se především rychlosti kapaliny. Pokud jsou směry a smysly rychlostí stejné a poměr těchto rychlostí je pro libovolně volené body konstantní, potom mluvíme o *kinematické podobnosti*.

ad 3) Dynamická podobnost

V této podobnosti jsou obsaženy dvě předchozí podobnosti.

Podmínky dynamické podobnosti jsou stejné, jako u kinematické tzn., jsou zachovány směry, smysly a poměry v libovolných bodech, ovšem v tomto případě se nejedná o rychlost kapaliny, ale o síly působící v proudící kapalině.

1.2 Rychloběžnost [3],[9]

Základním faktorem pro rozlišení hydraulických strojů je rychloběžnost.

Rychloběžnost je souhrnným součinitelem přibližné *hydrodynamické podobnosti* hydraulických strojů. Respektuje nejdůležitější síly působící v kapalině. Tyto síly zohledňují kritéria *Eu* a *Sh*.

Hydraulický stroj jako samostatná energetická jednotka navazuje na vnější okolí jednak hydraulicky hodnotami hlavních parametrů hydraulického systému Q (průtok), Y (měrná energie kapaliny), jednak mechanicky hodnotami M (moment) a n (otáčky) na stroj hnací (čerpadlo) nebo hnaný (turbína, hydromotor).

Při ustáleném provozu hydraulického stroje je mezi hydraulickou a mechanickou částí systému energetická rovnováha.

Jako hlavní parametry hydraulického systému jsou uváděny průtok Q a měrná energie kapaliny Y . Tyto veličiny jsou dány dvěma základními zákony:

zákon zachování energie:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta v^2}{2} + g \cdot \Delta h \quad (1)$$

zákon zachování hmotnosti:

$$Q = \rho \cdot S \cdot v \approx D^2 \cdot v \quad (2)$$

D charakteristický rozměr hydraulického stroje např. průměr oběžného kola

Měrná energie kapaliny Y je dána rozdílem energií mezi hrdly hydraulického stroje. Jsou-li tato hrdla na stejné úrovni, pak $\Delta h = 0$, v případě stejného průtokového průřezu hrdel je i hodnota $\Delta v = 0$. Pak je měrná energie kapaliny dána jen rozdílem tlakové energie mezi hrdly hydraulického stroje:

$$Y = \frac{\Delta p}{\rho} \quad (3)$$

V tomto případě jsou pro činnost hydraulického stroje rozhodující síly tlakové a impulsní. Pro hydrodynamickou podobnost jsou tedy určující kritéria Eulerovo Eu a Strouhalovo Sh :

$$Eu = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2} \quad (4)$$

$$Sh = \frac{v}{n \cdot D} \quad (5)$$

Po dosazení měrné energie Y, vyjádřené ze zákona zachování energie (1) a charakteristického rozměru D ze vztahu pro zákon zachování hmotnosti (2), vychází dvě rovnice, z kterých se vyjádří rychlost proudění v:

$$Eu = \frac{Y}{v^2} \rightarrow v = \left(\frac{Y}{Eu}\right)^{0,5} \quad (6)$$

$$Sh = \frac{v}{n \cdot D} = \frac{v}{n \cdot \left(\frac{Q}{v}\right)^{0,5}} \rightarrow v = (Q \cdot n^2 \cdot Sh^2)^{0,33} \quad (7)$$

Porovnáním těchto rychlostí ve vztazích (6) a (7) a vyjádřením otáček n vyjde **rychlloběžnost hydraulického stroje n_b** . Tato hodnota je bezrozměrná.

$$n_b = \frac{1}{Sh \cdot Eu^{0,75}} \quad [-] \quad (8)$$

V souvislosti rychloběžnosti s parametry hydraulického stroje se rychloběžnost uvádí jako **měrné objemové otáčky**:

$$n_q = \frac{n \cdot Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad [-] \quad (9)$$

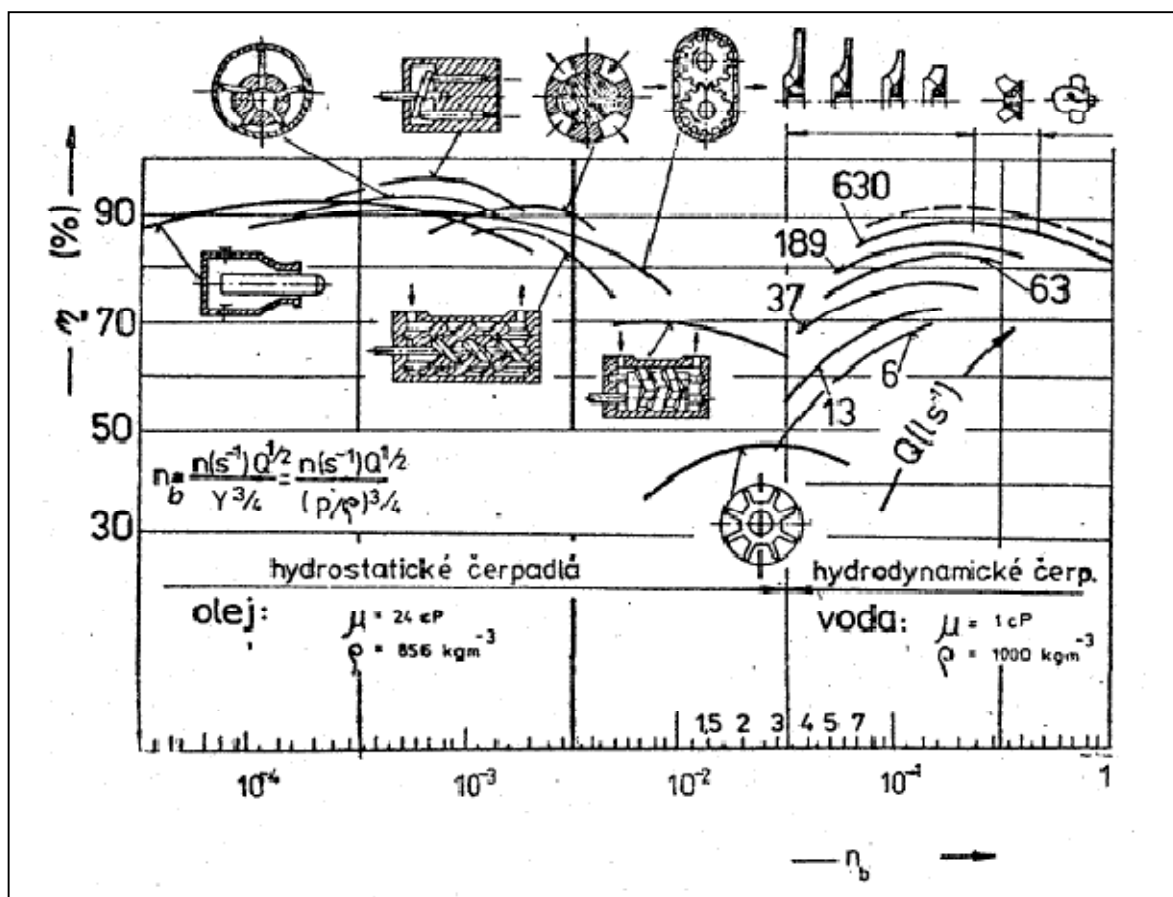
Pro případy, kdy se zadává požadovaný výkon hydraulického stroje P místo průtoku Q , byly definovány tzv. *měrné výkonové otáčky*:

$$n_s = \frac{n \cdot P^{0,5}}{H^{1,25}} \quad [\text{min}^{-1}] \quad (10)$$

Z důvodu rozdílnosti jednotlivých veličin, které se dosazují do vztahů pro n_q a n_s , si nejsou tyto hodnoty rovny. Převodní vztah pro n_q a n_s vznikl z přepočtu výkonových měrných otáček na objemové se snahou, aby číselné hodnoty byly stejné.

$$n_s = 3,65 \cdot n_q \quad [\text{min}^{-1}] \quad (11)$$

Rychloběžnosti se používá nejen při identifikaci, zda se jedná o hydrostatický nebo hydrodynamický stroj, ale také při určování optimálního použití různých typů těchto strojů. Oblasti uplatnění jednotlivých konstrukčních provedení čerpadel jsou znázorněny na Obr. 1.1.



Obr. 1.1 Optimální použití čerpadel z hlediska účinnosti a rychloběžnosti [10]

1.3 Charakteristiky a vlastnosti hydrostatických a hydrodynamických strojů [3]

Charakteristiky a vlastnosti hydrostatických a hydrodynamických strojů jsou značně odlišné nebo mnohdy mohou být navzájem opačné. Jednotlivé charakteristiky hydraulických strojů jsou popsány v tabulce na obr. 3.1.

Hydrostatický stroj:

Využívá k přenosu sil nebo kroutících momentů tlakové energie kapaliny, ale přitom nedochází ke větším změnám kinetické energie systému.

Hydrodynamický stroj:

Pracuje na principu změn rychlosti kapaliny. Mechanická energie dodávaná motorem se mění na potenciální (tlakovou) a kinetickou energii proudící kapaliny. Tlak v celém systému je poměrně malý.

Tato práce je zaměřena hlavně na hydrostatické stroje, proto budu dále uvádět charakteristiky pouze tohoto základního druhu hydraulických strojů.

1.3.1 Nevýhody hydrostatických strojů

Při činnosti hydrostatických strojů vznikají ztráty, které významně snižují účinnost stroje. Pro snížení těchto ztrát je zapotřebí zajistit vysokou přesnost výroby stroje a také dobrou údržbu v provozu.

Další nevýhodou je citlivost stroje na nečistoty v kapalině. Dovolená velikost nečistot je do 30 μm .

Hydrostatické stroje a jejich práce je závislá také na vlastnostech pracovní kapaliny. Ta může měnit svoje vlastnosti, např. změnou teploty dojde ke změně viskozity. Vzhledem k vlastnostem pracovní kapaliny je poměrně obtížné udržet konstantní rychlost nebo otáčky při měnícím se zatížení.

Vznik kmitů v hydraulickém obvodu a nepříznivé důsledky hydraulických rázů jsou dalšími nevýhodami těchto strojů.

V neposlední řadě je také nutno uvést značné oteplování hydraulického systému, které může mít vliv na pracovní kapalinu i na celý stroj.

1.3.2 Výhody hydrostatických strojů

Hydrostatické stroje mají největší výhodu ve své nízké pořizovací ceně, dále pak v jednoduché montáži i údržbě.

Umožňují jednoduše přenášet velké síly a kroutící momenty, a to při malých rozměrech a malé hmotnosti. Také možnost plynulé regulace těchto sil a kroutících momentů je jejich velká výhoda.

Při provozu lze hydrostatickým strojům jednoduše a plynule měnit otáčky nebo rychlost přímočarého pohybu. Výhodná vlastnost je i jejich reverzace.

Jednoduchá a spolehlivá ochrana před přetížením vestavěním pojistného ventilu do hydraulického obvodu.

2. Rozdělení čerpadel

Čerpadla jako taková dělíme především podle množství kapaliny, se kterou pracují. Dále pak se mohou členit podle konstrukce. Podle [3] jsou při volbě vhodného čerpadla rozhodující jejich společné vlastnosti:

- 1) maximální tlak
 - Tento tlak závisí především na konstrukci čerpadla a jeho utěsnění jednotlivých pracovních prvků. Při vysokém pracovním tlaku dochází k velkým objemovým ztrátám a z tohoto důvodu je kladen důraz na vysokou přesnost výroby.
- 2) účinnost
 - Účinnost čerpadla je závislá na mnoha veličinách, jako je např. tlak, otáčky, rozměr čerpadla a výkon. Se zvětšováním rozměru a částečně i výkonu docílíme vyšší účinnosti.
- 3) reversace
 - Většina konstrukcí čerpadel je schopna reversace, tzn. je schopna pracovat v obou směrech otáčení, které je možno měnit i za běhu.
- 4) rovnoměrnost dodávaného množství
 - Tato vlastnost závisí na počtu pracovních prvků čerpadla, tzn. čím více zubů, pístů nebo lamel při stejných rozměrech, tím větší bude rovnoměrnost dodávaného množství.
- 5) velikost a cena
 - Na velikost čerpadel má zásadní vliv pracovní tlak a otáčky. Při volbě velikosti čerpadla vycházíme také z jeho konstrukčního provedení a z toho plyne jeho samotná cena.

Podle množství kapaliny s jakou pracují

- s konstantním množstvím (hydrostatická čerpadla)
- s proměnlivým množstvím (hydrodynamická čerpadla)

Podle konstrukce

- rotační
- s kmitavým pohybem
- peristaltická
- přímočaré (lineární)

Tato rešerše je zaměřena hlavně na hydrostatická čerpadla, tudíž se dále budeme zabývat pouze těmito čerpadly. Jejich rozdělení podle [8] a normy ČSN 11 0000 je:



3. Rotační hydrostatická čerpadla [3],[5],[7]

Rotační čerpadla nemají ventily, které by uzavíraly a otevíraly pracovní prostor při sání a vytlačování kapaliny výtlačným potrubím čerpadla. Pohyb kapaliny je uskutečňován přímo rotorem při svém otáčení. Pracovní prostory jsou těsněny vlastními prvky jednotlivých druhů čerpadel jako např. zuby zubového čerpadla nebo lamely čerpadla lamelového. Množství kapaliny za jednu otáčku je vždy stejné, není závislé na počtu otáček ani na dopravní výšce.

Výhoda těchto čerpadel je, že rozvodové potrubí nepotřebuje větrníky, protože dodávané množství kapaliny je realizováno s dostatečnou rovnoměrností. Při vhodném provedení mají také dobrou sací schopnost.

Používají se pro vysoké tlaky a pro menší objemy dopravovaného množství. Použití pro čerpání tlakového oleje v automatizaci, ve vysokotlaké hydraulice a v různých systémech hydrostatických převodů.

3.1 Zubová [3],[5],[7]

Tento druh čerpadel je nejstarším a nejrozšířenějším konstrukčním provedením, které se používá v hydraulických obvodech. Prakticky se zubová čerpadla začala používat v druhé polovině 19. století, ale již v 17. století vynalezl astronom Jan Kepler čerpadlo pro vodotrysky, které využívalo principu zubových čerpadel. Tehdy měli zuby kruhový profil. Dnes jsou zubová čerpadla hodně používána především pro svoji jednoduchou konstrukci i výrobu a také pro poměrně dobrou provozní spolehlivost.

Skládají se většinou ze dvou ozubených kol, která do sebe zabírají. V praxi ale existují i čerpadla s několika koly. Kola jsou uložena v tělese čerpadla s malou vůlí a jsou zakryta utěsněným víkem.

Zubová čerpadla jsou běžně konstruována pro pracovní tlak $2\div 5$ MPa, výjimečně pro tlaky až do 10 MPa. Běžný průtok těchto čerpadel bývá kolem $33\text{ l}\cdot\text{min}^{-1}$.

Dělíme na základní dvě skupiny:

- **zubová čerpadla s vnějším záběrem**
 - a) s přímým ozubením
 - b) se šikmým ozubením
 - c) s šípovým ozubením
- **zubová čerpadla s vnitřním záběrem**

Další rozdělení zubových čerpadel je podle jednotlivých charakteristik konstrukce čerpadla:

- podle os činných částí: a) dvouosá
 - b) víceosá
- podle počtu komor: a) jednokomorová (jednonásobná)
 - b) vícekomorová (vícenásobná)

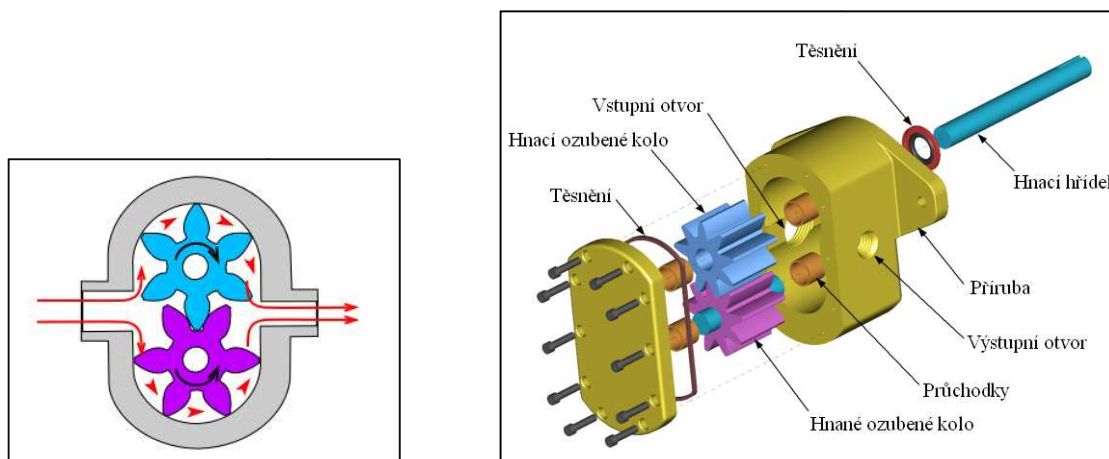
3.1.1 Zubová čerpadla s vnějším záběrem [3]

Výhody:

Jednoduchá konstrukce i její výroba a také dobrá provozní spolehlivost. Důležitou kladnou vlastností zubových čerpadel je jejich reverzibilita.

Nevýhody:

Všeobecně mají zubová čerpadla velkou hlučnost provozu.

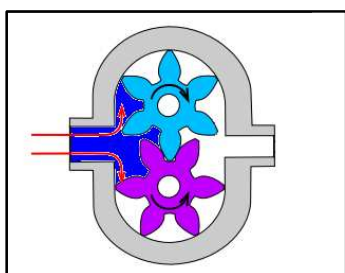


Obr. 3.1 Zubové čerpadlo s přímými zuby [12]

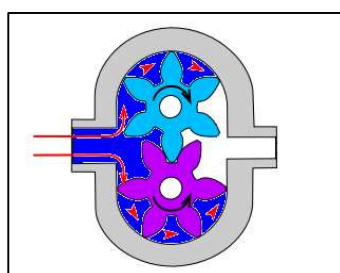
a) s přímým ozubením [3],[7]

Princip činnosti čerpadla:

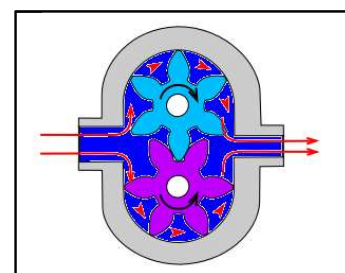
Dvě ozubená kola (jedno je hnací a druhé poháněné) se otáčejí v tělese čerpadla. Obě kola do sebe zabírají a v místě, kde vycházejí ze záběru, se neustále otevírají nové prostory zubových mezer a tím se vytváří podtlak v těchto místech (Obr. 3.1.1). Tento podtlak zapříčiní nasátí kapaliny ze vstupního hrdla do zubových mezer a ta je v mezerách unášena po obvodu pracovního prostoru čerpadla (Obr. 3.1.2) až do místa vlastního záběru zubů, kde se kapalina vytlačuje ze zubových mezer do výstupního hrdla (Obr. 3.1.3).



Obr. 3.1.1 Nasátí kapaliny ze vstupního hrdla do tělesa čerpadla [12]



Obr. 3.1.2 Unášení kapaliny po obvodu tělesa čerpadla [12]



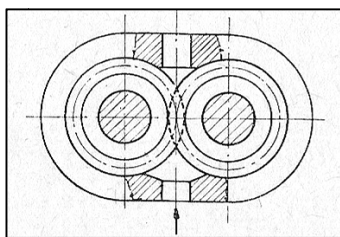
Obr. 3.1.3 Vytlačování kapaliny z výstupního hrdla [12]

Kapalina, která je nasávána do vstupního hrdla musí úplně vyplňovat zubní mezeru. Pokud tomu tak není, je toto neúplné plnění způsobeno:

- vysokými otáčkami kol - zubové mezery se nestačí plnit v důsledku nedostatečného podtlaku nebo viskozity kapaliny
- odstředivými silami – u malých obvodových rychlostí je vliv odstředivými silami zanedbatelný

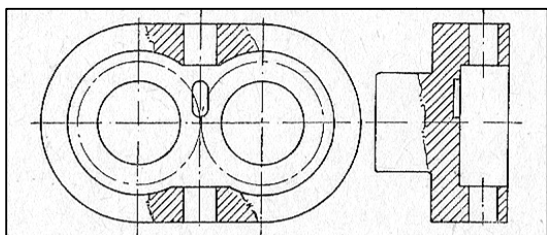
Při neúplném vyplnění zubové mezery dochází ke kavitačním jevům, které snižují životnost a způsobují hluk rozkmitáním zubů čerpadla.

Jelikož je směr vstupní a obvodové rychlosti značně rozdílný, je výhodné rozšířit sací prostor (Obr. 3.2). Kapalina je poté ve styku s koly na delší dráze a z toho plyne, že kapalina stačí vyplňovat mezery mezi zuby mnohem snadněji.

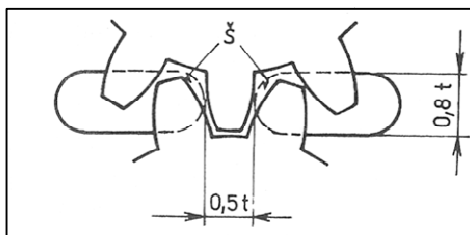


Obr. 3.2 Rozšíření sacího otvoru [7]

Při práci čerpadla bývá v záběru více než jeden pár zubů a proto zůstává v tzv. škodlivém prostoru neboli mezeře mezi dvěma právě zabírajícími zuby uzavřena kapalina. Tato kapalina nemůže nikam odtéci kromě vůle mezi čelem kola a stěnami tělesa čerpadla. Odtéci musí ve velmi krátkém časovém intervalu a vůle musí být s ohledem na objemovou účinnost co nejmenší, a proto dochází ke zvyšování tlaku, které je příčinou hlučení čerpadla, může způsobit zastavení čerpadla nebo případně i ulomení zubu. Abychom předcházeli těmto kritickým situacím, zhotovujeme na výtlačné straně záběru ozubených kol tzv. *odlehčovací drážky* (Obr. 3.3), které usnadňují uzavřené kapalině odtéci. Odlehčovací drážku je však výhodné zhotovit i na sací straně záběru kol (Obr. 3.4). Docílíme tím tak hlavně zmenšení tlakové pulsace a hluku čerpadla. Kapaliny ze škodlivého prostoru můžeme např. využít při mazání ložisek hnaného i hnacího hřídele. Odlehčením zubů můžeme také částečně dosáhnout zvolením menších rozměrů šířky kol.

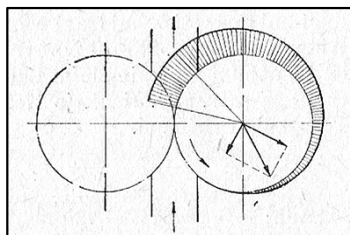


Obr. 3.3 Odlehčovací drážky zubového čerpadla [7]

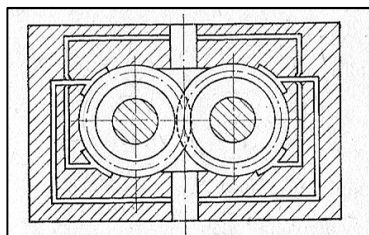


Obr. 3.4 Uspořádání drážek uvolňujících škodlivý prostor S zubového čerpadla [1]

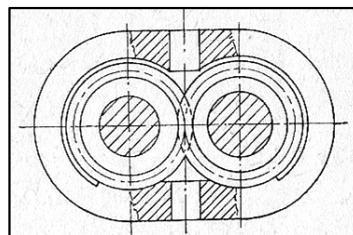
Tlak kapaliny je po obvodu ozubených kol a po směru činnosti čerpadla nerovnoměrně rozložen (Obr. 3.5). Toto nerovnoměrné rozložení má zásadní vliv na namáhání hřídelů kol a jejich ložisek. V tomto případě se jedná o jednostranné namáhání. Abychom předešli deformaci hřídele a odlehčili ložiska, provádíme tzv. *hydraulické vyvážení* (Obr. 3.6). Vyvažujeme jak na výtlačné straně, tak i na sací straně záběru. Hydraulické vyvážení ovšem zvyšuje objemové ztráty a tím se snižuje objemová účinnost čerpadla. Proto se používá pro čerpadla s vyšším provozním tlakem.



Obr. 3.5 Rozložení tlaku kapaliny po obvodě kola [7]



Obr. 3.6 Hydraulické vyvážení zubového čerpadla [7]



Obr. 3.7 Jiný způsob hydraulického vyvážení [7]

b) s šikmým ozubením [3]

Zešikmení zubů čerpadla má příznivý vliv na změnu tlaku v zubových mezerách. Tlaková změna neprobíhá tak náhle jako u přímých zubů. Tato vlastnost je výhodná z hlediska hlučnosti čerpadla, která je nižší než u přímých zubů. Ale nevýhodou tohoto konstrukčního řešení je, že vznikají axiální síly z důvodu rozkladu sil na zubu.

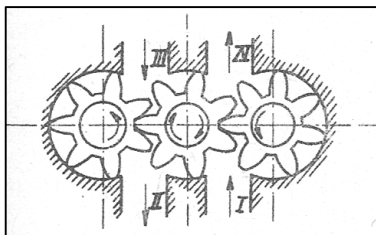
c) se šípovým ozubením [3]

Toto ozubení odstraňuje nevýhodu čerpadel s šikmým ozubením, tedy vznik axiálních sil vlivem rozkladu sil na zubu. Ovšem cenově jsou tato čerpadla velmi nákladná a drahá a to v podstatě nevyváží jejich výhody.

3.1.2 Jiné konstrukční řešení zubových čerpadel s vnějším ozubením [3],[8]

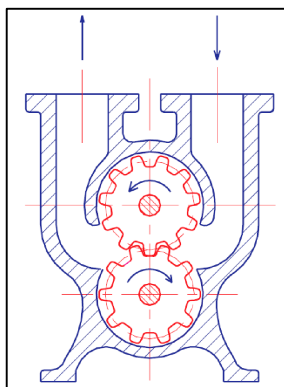
Základním typem zubového čerpadla je čerpadlo se dvěma koly s vnějším ozubením. Existují však i jiná konstrukční řešení čerpadel. Uvedeme si pouze 2 typy těchto řešení.

Jedním z nich je *zubové čerpadlo se třemi koly*. Princip je naznačen na Obr. 3.8. Kola se otáčejí ve směru šipek a nasávají kapalinu z nasávacích hrdel I a III. Kapalinu dopravují v zubových mezerách do výstupních hrdel II a IV. Mohlo by se zdát, že toto čerpadlo dodává dvojnásobné množství kapaliny než čerpadlo se dvěma koly, ale není tomu tak v důsledku nižší objemové účinnosti.



Obr. 3.8 Zubové čerpadlo se třemi koly [3]

Dalším typem možného konstrukčního řešení je např. *dvouosé zubové čerpadlo s vnějším ozubením* (Obr. 3.9).



Obr. 3.9 Dvouosé zubové čerpadlo [8]

Pro velké množství čerpané kapaliny je někdy výhodné spojit několik menších čerpadel v jeden celek. Ty mohou dodávat kapalinu buď každé do svého výtláčného hrdla anebo všechna do jednoho společného hrdla. Výroba je o něco složitější než výroba čerpadel jednoduchých, ale výhodou je, že k pohonu stačí pouze jeden elektromotor.

3.1.3 Zubová čerpadla s vnitřním záběrem [1],[3],[7]

Výhody:

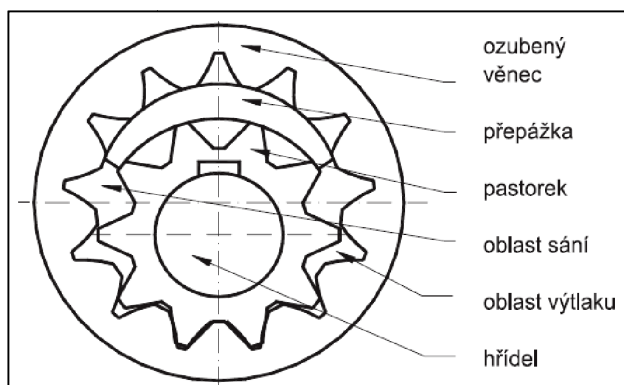
Jsou méně hlučná než zubová čerpadla s vnějším záběrem a jejich rozměry jsou malé. Dále pak jejich výhoda je lepší samonasávací schopnost, která je dána ze zmenšení škodlivého prostoru.

Nevýhody:

Jsou náročnější na výrobu než zubová s vnějším záběrem.

Princip činnosti čerpadla:

Vnitřní hnací kolo (pastorek) zabírá do vnějšího kroužku (ozubený věnec) s vnitřním ozubením, který je uložen v tělese čerpadla. Pevná vložka (přepážka) vyplňuje mezeru mezi pastorkem a ozubeným věncem a také má za účel oddělovat sací otvor od výtlačného. Zubovými mezerami se ze sacího prostoru nasává kapalina a dopravuje do výtlačného prostoru.



Obr. 3.10 Zubové čerpadlo s vnitřním záběrem zubů [13]

Zubová čerpadla s vnitřním záběrem (Obr. 3.10) můžeme mít s vnitřním ozubením *evolventním*, ale také existují čerpadla s ozubením *trochoidním*. Tento druh vnitřního ozubení poskytuje menší škodlivý prostor a možnost zvětšení pastorku a to až na rozdíl jednoho zubu. Trochoidní ozubení klade menší odpor proti odvalování zubů a z tohoto důvodu se dá toto čerpadlo použít i pro málo viskózní kapaliny.

3.2 Vřetenová [1],[3],[5],[7]

Vřetenová čerpadla se vyznačují hlavně svými činnými částmi, které způsobují pohyb kapaliny. Mají tvar šroubových vřeten se třemi základními druhy závitových profilů. Jedná se o závit s *obdélníkovým*, *lichoběžníkovým* nebo *cykloidním profilem*.

Podle počtu vřeten neboli rotorů rozeznáváme 3 základní druhy těchto čerpadel:

- 1) jedno-vřetenová
- 2) dvou-vřetenová
- 3) tří-vřetenová

Výhody:

Vřetenová čerpadla se vyznačují především rovnoměrností dodávaného množství kapaliny, dále pak tichým a bezpulsacním provozem. Malé mechanické ztráty a velká těsnost mezi odvalujícími vřeteny patří také mezi přednosti těchto čerpadel.

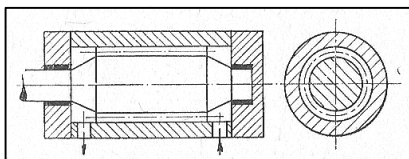
Konstruuji se pro tlaky až 25 MPa a pro množství kapaliny několik set až tisíc $\text{l} \cdot \text{min}^{-1}$. Mohou pracovat s otáčkami až 3000 min^{-1} , čímž se značně sníží jejich rozměr.

Nevýhody:

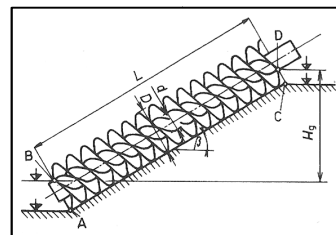
Ale jejich výroba, tedy hlavně jejich šroubových vřeten, je poměrně obtížná. A to je hlavní příčina jejich malého rozšíření v hydraulických obvodech. Nevýhodou je také, že se nemůže měnit geometrický objem.

3.2.1 Jedno-vřetenová čerpadla [1],[3],[5],[7]

Jsou určena pouze pro beztlakovou dopravu kapalin. Schéma jedno-vřetenového čerpadla je na Obr. 3.11. Nejpoužívanějším jedno-vřetenovým čerpadlem je Archimedův šroub (Obr. 3.12). Je to v podstatě šnek umístěný v polootevřeném korytu neboli žlabu. Kapalina se pohybuje pouze působením smykových sil mezi šnekem a kapalinou. Pracovní prostor je ohraničen plochou šneku a pak také volnou hladinou kapaliny, která je přečerpávána v pracovním prostoru šneku jeho otáčením. Používá se pro nízkotlakou dopravu a dopravu do malých výšek např. čerpání odpadní vody v čistírnách odpadních vod. V hydraulických obvodech se nepoužívají.



Obr. 3.11 Schéma jedno-vřetenového čerpadla [7]



Obr. 3.12 Schéma Archimedova šroubu s typickými úrovněmi hladin [1]

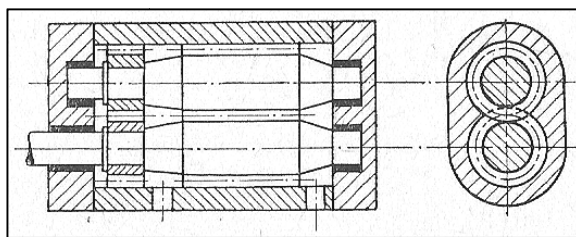
3.2.2 Dvou-vřetenová čerpadla [3],[7]

Princip činnosti čerpadla:

Princip činnosti spočívá v tom, že kapalina je uzavřena do zubových mezer mezi dvě vřetena a přesunuje se ve směru pohybu šroubovice. Ve vytlačném prostoru se zubová mezera, ve které byla uzavřena kapalina, otevře a vyběhnutím závitů vřeten ze záběru a zmenšováním prostoru otevřené závitové mezery, dojde k vytlačování kapaliny ven z čerpadla.

Vřetena mohou být opatřena různými profily závitů. Nejpoužívanějšími u dvou-vřetenových čerpadel jsou *profily obdélníkové a lichoběžníkové*.

Poháněná mohou být obě vřetena, ale častěji se objevuje princip, kde se pohání pouze jedno vřeteno a kroutící moment se na druhé převádí pomocí ozubených kol.



Obr. 3.13 Schéma dvou-vřetenového čerpadla [7]

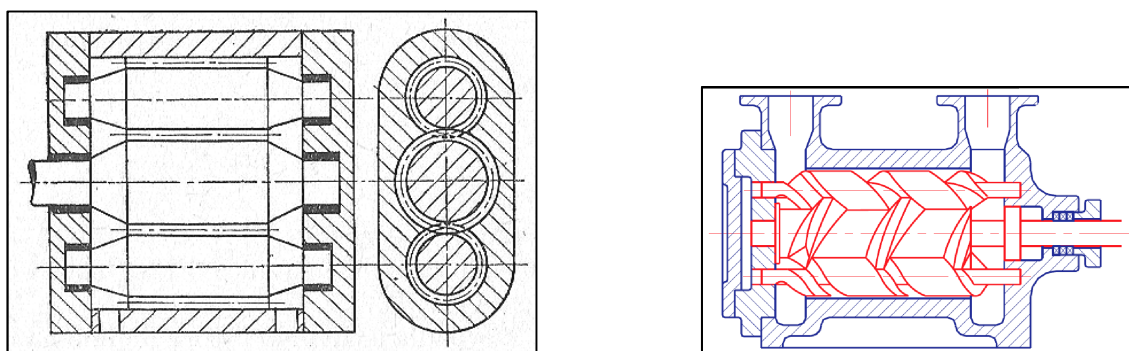
3.2.3 Tří-vřetenová čerpadla [7],[8]

Princip činnosti čerpadla:

Princip je podobný jako u dvou-vřetenového čerpadla až na to, že toto se skládá ze tří vřeten. Hlavní vřeteno dopravuje kapalinu a dvě pomocná vřetena oddělují pracovní prostor na řadu elementárních objemů a také těsní hlavní vřeteno. Kapalina je přepravována v mezerách až do výtlačného prostoru, kde poté odchází ven z čerpadla.

Vřetena jsou u těchto druhů čerpadel opatřena ve většině případů *cykloidálním profilem závitů*. Cykloidální profil závitů zajišťuje oddělení závitových mezer a tím zvyšuje účinnost těchto typů čerpadel.

Zatím co u dvou-vřetenových čerpadel můžeme pohánět obě vřetena, zde je poháněno pouze vřeteno hlavní a ostatní dvě pomocná vřetena jsou poháněna pouze dopravovanou kapalinou. Z toho plyne, že opotřebení poháněných vřeten není mechanické a tudíž je nepatrné.



Obr. 3.14 Schéma tří-vřetenového čerpadla [7],[8]

3.3 Lamelová [3],[5],[7]

První lamelový stroj – lamelové čerpadlo vynalezl už počátkem 17. století Ramelli.

Lamelová čerpadla se v hydraulických obvodech používají především kvůli svým dobrým vlastnostem s porovnáním se zubovými čerpadly.

Samotné čerpadlo je po konstrukční stránce celkem jednoduché. Skládá se z rotoru, který je výstředně (excentricky) uložen v tělese čerpadla. Velikost excentricity se dá posouváním rotoru libovolně měnit. V rotoru jsou drážky, ve kterých se v radiálním směru pohybují jednotlivé lamely. Pro zajištění těsnosti mezi lamelami a tělesem čerpadla (státorem), jsou lamely ke stěně statoru přitlačovány buď pomocí pružin uložených v drážkách pod lamelami ve statoru, nebo pomocí tlaku kapaliny přiváděné pod lamelu z výtlačku čerpadla. Při přitlačování lamel ke stěně statoru však dochází ke značnému opotřebení tělesa. Lamely mohou být také umístěny kromě rotoru i ve statoru.

Výhody:

Do výhod těchto čerpadel patří kupříkladu možnost regulace průtoku a menší hlučnost. Dále se vyznačují oproti jiným typům čerpadel tím, že při poměrně malých rozměrech jsou schopna dodat značné množství kapaliny.

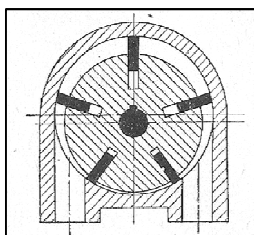
Nevýhody:

Nevýhodou u lamelových čerpadel bývá menší objemová a celková účinnost. Lamelová čerpadla jsou velmi náročná na přesnost výroby. Velký zřetel se bere především na pečlivé zhotovení drážek pro lamely v rotoru a také přesný geometrický tvar lamel. Nevýhodou je také opotřebení statoru a lamel vzájemným třením.

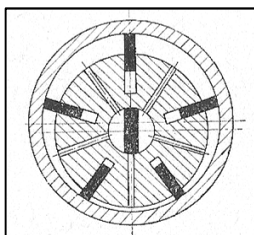
Princip činnosti čerpadla:

Lamely jsou rotorem unášeny a dopravují kapalinu ze strany sací, kde se neustále měnícím prázdným prostorem mezi lamelami vytváří podtlak, na stranu výtlačku, kde se opět vytlačení kapaliny dosáhne změnou velikosti prostoru mezi lamelami.

Podle způsobu jakým je kapalina nasávána a vytlačována dělíme lamelová čerpadla do dvou základních skupin:

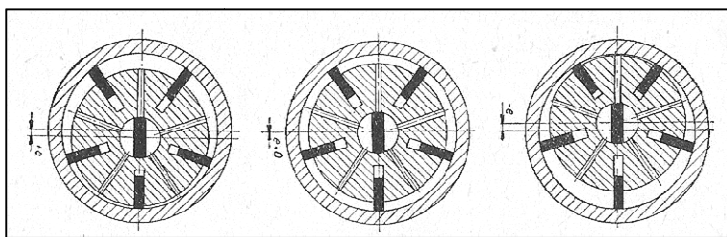
a) lamelová čerpadla s přítokem tangenciálním [3],[7]

Obr. 3.15 Lamelové čerpadlo s tangenciálním přítokem [7]

b) lamelová čerpadla s rotačním přítokem [3],[7]

Obr. 3.16 Lamelové čerpadlo s rotačním přítokem [7]

Excentrické uložení rotoru dovoluje měnit excentricitu z hodnoty $+e$ na hodnotu $-e$. Touto změnou dosáhneme tzv. reverzace tedy změny směru přepravy kapaliny při zachování směru otáčení rotoru. Při nulové excentricitě $e=0$ čerpadlo nedodává ani kapku kapaliny, protože nedochází ke změně velikosti prostoru mezi lamelami a tím nevzniká podtlak potřebný pro nasátí kapaliny.



Obr. 3.17 Změna směru toku kapaliny změnou excentricity [7]

Rotor lamelových čerpadel je skrze lamely značně namáhán tlakem kapaliny. Tyto jednostranně působící síly jsou určující především pro návrh ložisek, které vycházejí velkých rozměrů. Proto se těchto čerpadel používá pouze pro tlaky do 1,5 MPa. Pro vyšší tlaky se použije *lamelové čerpadlo tlakově vyvážené*. Tlakového vyvážení dosáhneme symetrickým uspořádáním dvou sacích a dvou výtlačných prostorů, takže tlak působí současně z obou stran rotoru. Ke zlepšení zasouvání lopatek se konstruuje drážky odkloněné od radiálního směru ve směru otáčení. Tento úhel se volí přibližně 13°. Při návrhu konstrukce vyváženého čerpadla se musí také dbát na to, aby nedocházelo k rázům mezi tělesem a lopatkami.

Aby se dosáhlo správné funkce čerpadla, je zapotřebí, aby se lamely trvale dotýkaly tělesa statoru. Proto je nutno lamely přitlačovat, protože odstředivá síla je nedostačující. Základními typy nuceného vysouvání lamel jsou dle [11]:

1) Pomocí pružin (Obr. 3.18a)

Toto řešení je celkem jednoduché, ale pružiny vyžadují větší prostor a dají se použít pro malé zdvihy lamel.

2) Přiváděním tlakové kapaliny pod lamely

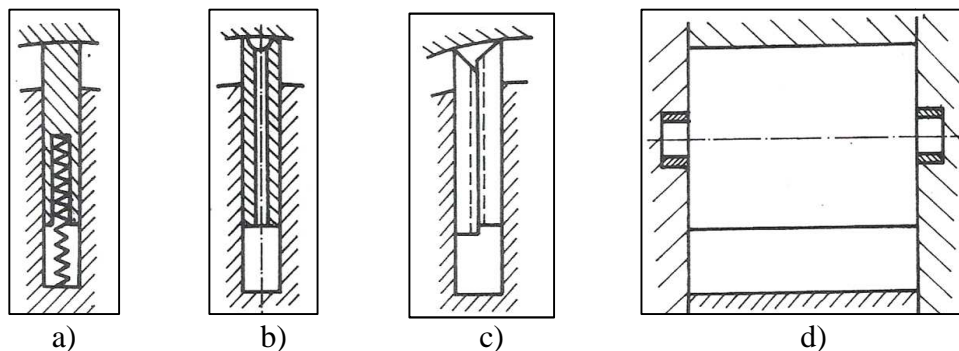
Také poměrně jednoduché řešení přitlačné síly lamel ke statoru. Nevýhodou tohoto principu je zbytečně velká přitlačná síla lamel v sacím prostoru a také tím způsobené snížení tlakové účinnosti. Zvyšuje se i opotřebení statoru.

Zmenšení přitlačné síly dosáhneme různými modifikacemi lamel.

- a) Provedení, kdy jsou lamely vzájemně posuvné a mezi ně se přivádí kapalina.
- b) Vrtáním v lamele, kdy se přivádí kapalina do žlábků v horní části lamely. (Obr. 3.18b)
- c) Provedení, kdy jsou lamely dělené a v dotykových plochách jsou drážky. Kapalina se přivádí drážkami do prostoru daného zešikmením horních ploch lamel. (Obr. 3.18c)

3) Pomocí vodících kamenů nebo kladek (Obr. 3.18d)

Výrobně nejnáročnější způsob. Lamely mají po stranách čepy, na které se nasadí vodící kameny nebo kladky. Ty se pohybuji v drážce, která je vyrobena ve statoru.



Obr. 3.18 Typy nuceného vysouvání lamel [11]

3.4 S rotujícími písty [8],[13]

Tento typ konstrukčního provedení byl zkonstruován a vynalezen roku 1867 Behrensem. Dnes se používá především v potravinářském průmyslu. Skládá se ze dvou válcových prostorů, které jsou spojitě zhotoveny v tělese čerpadla. V nich se pohybují dva neokrouhlé písty různých tvarů.

Výhody:

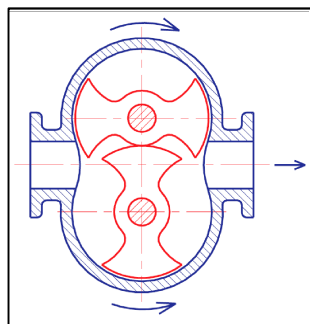
Nedochází k tření pístů a tím i k jejich opotřebení a vzniku nežádoucích miniaturních pevných částecek. Pro čerpání i kapalin s vyššími viskozitami.

Nevýhody:

Výroba pístů je složitější oproti např. výrobě lamel a také je zapotřebí velké přesnosti, kvůli vůlím mezi písty i vůlím mezi písty a tělesem čerpadla. Složitější a přesnější výroba má za následek vyšší cenu čerpadla.

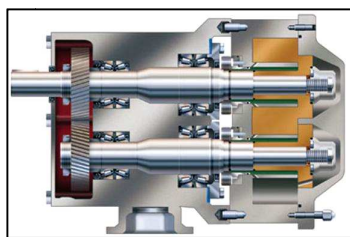
Princip činnosti čerpadla:

Dva neokrouhlé písty se pohybují ve válcových prostorech proti sobě, tzn. každý má jiný smysl otáčení. Jeden píst se tudíž pohybuje ve směru hodinových ručiček a ten druhý proti směru. Samotné přepravování kapaliny ze sacího hrdla do výtláčného probíhá na stejných principech jako předchozí typy, tedy sání způsobí tlak otáčejícího se pístu a výtlak poté zmenšování prostoru, kde je kapalina nasátá.



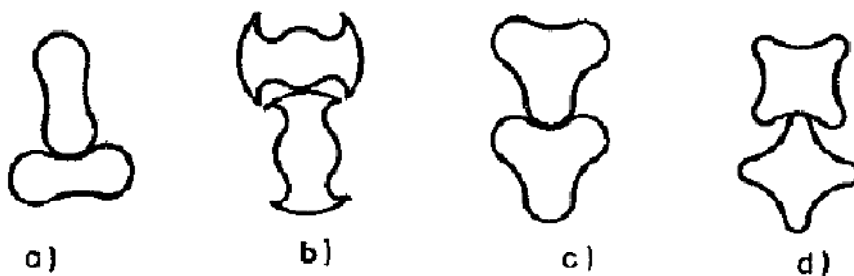
Obr. 3.18 Čerpadlo s rotujícími písty [8]

Čerpadla s rotujícími písty mají vlastní převodovku, která zajišťuje krouticí moment na oba rotační písty a zároveň jejich přesné načasování. Převodovka bývá umístěna mimo těleso čerpadla (Obr. 3.19). Tímto konstrukčním řešením se dosáhne toho, že při čerpání kapaliny se písty vzájemně nedotýkají a je mezi nimi malá mezera. Ta dosahuje velikostí 0.1 až 0.4 mm a to podle toho, jakou kapalinu čerpá a také jakou velikost má samotné čerpadlo. Mezi písty proto neexistuje žádný kontakt a proto nedochází k tření a opotřebení a z toho plyne, že při provozu nevznikají žádné miniaturní pevné částice, jako je tomu např. u čerpadel zubových nebo vřetenových. Hlavní využití těchto čerpadel je tedy tam, kde je kladen důraz na čistotu čerpané kapaliny, jako je tomu v průmyslu potravinářském. Např. se používají pro čerpání mléka, ovocných džusů, čokolády apod. Použití našli také v kosmetickém průmyslu pro čerpání šampónů nebo zubní pasty. Zajímavé je také použití pro čerpání kusového ovoce.



Obr. 3.19 Převodovka čerpadel s rotujícími písty [13]

Rotační písty mají čtyři základní typy provedení:



Obr. 3.20 Tvary rotačních pístů [10]

3.5 S odvalujícím pístem [8]

Výhody:

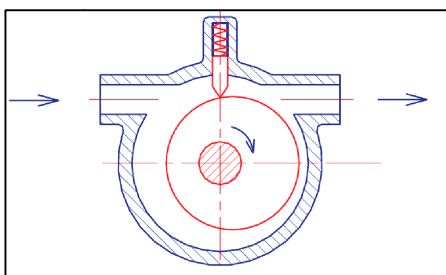
Jednoduchý princip čerpání.

Nevýhody:

Vysoké nároky na přesnost výroby navzájem se dotýkajících součástí.

Princip činnosti čerpadla:

Po vnitřní stěně statoru se pohybuje válcový píst. Píst je uložen v ose statoru s excentricitou e .



Obr. 3.21 Čerpadlo s odvalujícím pístem [8]

4. Hydrostatická čerpadla s kmitavým pohybem

4.1 Pístová [1],[3],[5],[7]

Pístová čerpadla jsou v hydraulických obvodech velmi používané konstrukční řešení. Pracovní prvek těchto čerpadel je válcový píst, který se uplatňuje v oblasti čerpání kapaliny už od starověku. Největší zásluhu na velkém rozšíření těchto pístových strojů v praxi má mnoho jejich výhod. Tou nejzásadnější výhodou je, že výroba kruhového pístu i válce je možná s vysokou přesností a jakostí povrchu a tím dosáhneme vysoké těsnosti mezi těmito dvěma prvky. Dalšími výhodami jsou dobrá objemová a celková účinnost, značný rozsah regulace, rovnoměrnost dodávaného množství. Dále umožňují snadno dosáhnout i nejvyšších užívaných tlaků.

Základní dělení pístových čerpadel je podle polohy osy pístů k ose čerpadla a to:

- 1) radiální
- 2) axiální

Dalším rozdělení pístových čerpadel může být podle činnosti a to:

- 1) jednočinné
- 2) dvojčinné
- 3) diferenciální

4.1.1 Pístová čerpadla radiální [3],[7]

Toto konstrukční provedení má osy pístů zkonstruovány radiálně, tzn. jsou kolmé na osu čerpadla. Uplatňují se především jako generátory v hydraulických pohonech. Existuje velmi mnoho konstrukcí a každý výrobce má své pojetí řešení a přináší různé inovativní prvky. Proto si přiblížíme pouze základní konstrukce. Vyrábějí se ve dvou provedeních:

- a) s písty vedenými v rotoru
- b) s písty vedenými ve statoru

Výhody:

Podobně jako u lamelových je výhoda i těchto čerpadel v tom, že se dá regulovat průtok čerpané kapaliny změnou excentricity rotoru. A dále také menší hlučnost provozu.

Nevýhody:

Je zapotřebí dostatečně vyřešit těsnění pístů, aby nedocházelo k obtékání kapaliny kolem pístu a tím k tlakovým ztrátám, které vedou ke zmenšení hydraulické a celkové účinnosti čerpadla.

Princip činnosti čerpadla:

Písty jsou uloženy v rotoru, který se otáčí na čepu. Excentrickým uložením rotoru ve statoru docílíme pohybu pístů, které kopírují povrch statoru a tím se písty v drážkách rotoru vysouvají a zasouvají. Pohybem pístů vzniká nasávání kapaliny ze sacího prostoru čepu a poté vytlačování do výtlačného prostoru. Pohyb pístu při sání je většinou nucený a to pomocí pružiny uložené pod pístem nebo tlakem kapaliny, která je pod píst přiváděna. U větších čerpadel tohoto druhu se využívá při sání odstředivé síly.

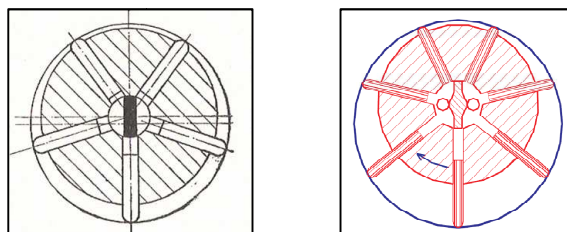
Princip činnosti je stejný jak pro radiální čerpadla s písty vedenými v rotoru tak i pro čerpadla s písty vedenými ve statoru. Liší se pouze ve způsobu rozvodu kapaliny.

Pro změnu dodávaného množství se využívá excentricity rotoru, která se dá libovolně nastavit. Změnou excentricity dosáhneme změnu velikosti zdvihu pístu a tím i změnu dodávaného množství. Aby bylo dodávané množství co nejrovnoměrnější, využívá se většího počtu pístů (minimálně pěti). Zkouškami bylo dokázáno, že lichým počtem pístů se dosáhne

podstatně vyšší rovnoměrnosti než u sudého počtu. Např. bylo zjištěno, že při čtyřech pístech je nerovnoměrnost $\pm 27\%$, zatímco při pěti pístech je pouze $\pm 3\%$.

a) s písty vedenými v rotoru [3],[7]

Konstrukčně jednodušší řešení než je tomu u pístových čerpadel s písty vedenými ve statoru, a proto jsou také používanější. Přívod a výtlak kapaliny je proveden pomocí čepu, který slouží vlastně jako rozvaděč kapaliny.

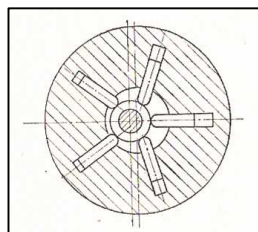


Obr. 4.1 Radiální pístové čerpadlo s písty vedenými v rotoru [7],[8]

Mezi hlavou pístu a statorem vzniká tření, a proto se většinou dráha statoru uloží na valivá ložiska, takže se otáčí spolu s rotorem. Pro větší čerpadla, kde by byla velikost ložisek značná, se používají místo valivých ložisek písty s kladkami.

b) s písty vedenými ve statoru [3],[7]

Zde jsou písty uloženy, oproti předchozímu případu, ve statoru a opírají se hlavou o rotor. Rotor je uložen ve valivém ložisku. Tento typ čerpadel pracuje s ventily. Kapalina je nasávána ze sacího otvoru a vytlačována ventilem do výtlačného prostoru. Tyto prostory jsou v tělese čerpadla tvořeny drážkou.



Obr. 4.2 Radiální pístové čerpadlo s písty vedenými ve statoru [7]

4.1.2 Pístová čerpadla axiální [1],[3],[7]

První stroje s axiálními písty navrhl v roce 1906 R. Janney a sloužili jako k ovládání děl severoamerického námořnictva.

Toto konstrukční provedení má osy pístů zkonstruovány axiálně, tzn. jsou rovnoběžné s osou čerpadla. Opět v praxi existuje mnoho druhů provedení těchto čerpadel, ale my si uvedeme pouze dvě nejčastější konstrukční provedení:

- a) s nakloněným blokem válců
- b) se šikmou deskou

Výhody:

Axiální pístová čerpadla jsou oproti radiálním stejného výkonu menší a lehčí. Výhodná jsou proto především v pohonech, které je nutno často reverzovat a zastavovat při velkých krouticích momentech a v co nejkratší době.

Nevýhody:

Konstrukčně i výrobně jsou mnohem složitější než pístová radiální.

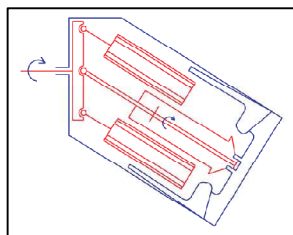
Princip činnosti čerpadla:

Princip je zde stejný jako u předchozích druhů, kdy k nasátí dochází vytvořením podtlaku pohybem pístu. Výtlač kapalin probíhá zmenšováním prostoru, ve kterém je kapalina nasátá. Pohyb pístů je zde realizován pomocí unášecí desky, která má vůči ose čerpadla určitý sklon.

Důležitou částí axiálního pístového čerpadla je rozvod kapaliny. To může být vyřešeno buď na čele rotoru s písty, nebo středním rozvodným čepem.

a) s nakloněným blokem válců

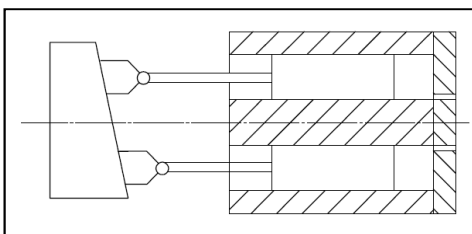
V tomto případě jsou písty vůči ose čerpadla o určitý úhel skloněny. S unášecí deskou jsou spojeny klouby, tzn. pomocí ojnic s kulovými čepy, což je konstrukčně i technologicky velice náročné.



Obr. 4.3 Axiální pístové čerpadlo s nakloněným blokem válců [8]

b) se šikmou deskou

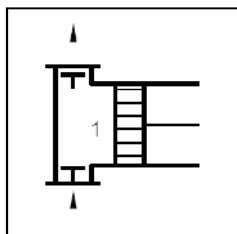
Písty jsou ve vodorovné poloze. Jejich pohyb způsobuje otáčivý pohyb unášecí desky, která má určitý sklon. Změnou nastavení sklonu unášecí desky dosáhneme změny dodávaného množství kapaliny (regulace). Písty jsou k desce připevněna pomocí kluzátek.



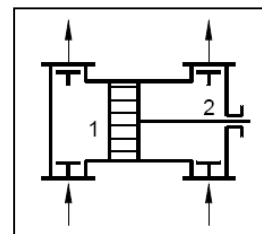
Obr. 4.4 Axiální pístové čerpadlo se šikmou deskou [7]

4.1.3 Jednočinné pístové čerpadlo [10]

Toto čerpadlo pracuje na principu, kdy na jeden zdvih nasává kapalinu a na druhý zdvih ji vytlačuje. Čerpání kapaliny je proto přerušované.



Obr. 4.5 Jednočinné pístové čerpadlo [10]



Obr. 4.6 Dvojčinné pístové čerpadlo [10]

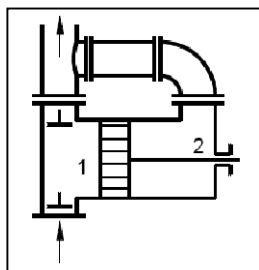
4.1.4 Dvojčinné pístové čerpadlo [10]

Charakteristickým znakem dvojčinného pístového čerpadla je, že píst dělí pracovní prostor na dvě části (Obr. 4.6). Obě části mají svůj vlastní nasávací a výtlačný otvor. Při jednom zdvihu

dochází v jedné části k sání a druhé k výtlačku. Tím je pracovní cyklus plně využitý a dodávka kapaliny je plynulejší. Nevýhodou je složitá konstrukce a potřeba dvojnásobného počtu ventilů.

4.1.5 Diferenciální pístové čerpadlo [10]

Kombinuje vlastnosti jednočinného a dvojčinného čerpadla. Je rozděleno na dvě části, z nichž jedna je stále spojena s výtlačkem. Proto při výtlačku kapaliny se její část dostává do prostoru 2 za píst. Při sání se tato kapalina vytlačuje, což má kladný vliv na zrovnoměnění dodávky kapaliny.



Obr. 4.7 Diferenciální pístové čerpadlo [10]

4.2 Plunžrová [4],[8],[12]

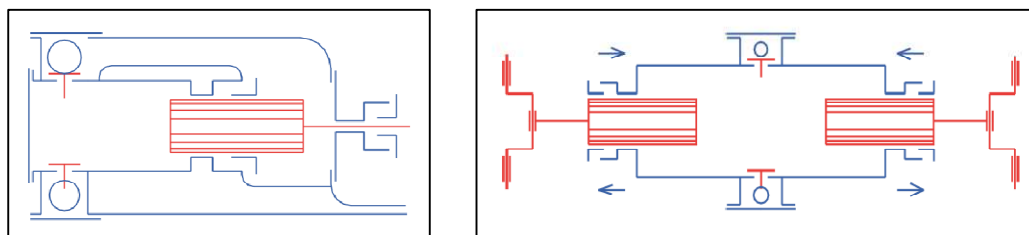
Tato čerpadla jsou vlastně čerpadla pístová s tím rozdílem, že místo pístu je zde plunžr. Plunžr je druh pístu, který je zároveň i pístní tyčí tzn., že pístní tyč a píst splývá v jednu součást o stejném průměru. Je to v podstatě jen jednoduchá tyč.

Výhody:

Výhoda plunžru vůči klasickému pístu je jeho výrobní nenáročnost a také jeho snadné utěsnění.

Princip činnosti čerpadla:

Jak jsem uvedl výše, je to vlastně pístové čerpadlo, takže jeho princip činnosti bude stejný. Pohybem plunžru dochází ve válci k podtlaku a sání ze sacího prostoru skrz sací ventil. Při dosažení maxima zdvihu a následnému opačnému pohybu plunžru dochází k uzavření sacího ventilu a zároveň k otevření výtlačného ventilu, skrz který proudí kapalina do výtlačného prostoru.



Obr. 4.8 Plunžrové čerpadlo [8]

4.3 Membránová [4],[6],[8]

Výhody:

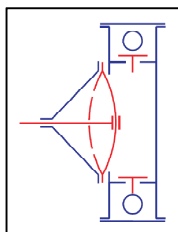
Těchto čerpadel se využívá především při čerpání kapalin s vysokým podílem pevných látek, kde by se nemohlo použít pístových čerpadel z důvodu opotřebení ploch pístu.

Nevýhody:

Jejich konstrukce je složitější, než je tomu u pístových čerpadel.

Princip činnosti čerpadla:

Nasátí kapaliny do tělesa čerpadla je zrealizováno opět jako v předchozích provedeních pomocí podtlaku. Pracovní člen, který podtlak vytváří, zde ovšem není píst ale membrána. Pohybem membrány do leva vytvoříme podtlak a dojde k nasátí přes sací ventil. Výtlačný ventil je samozřejmě uzavřen. Při opačném pohybu membrány dojde ke zvyšování tlaku a tím i k vytlačování kapaliny skrz výtlačný ventil do výtlačného prostoru.



Obr. 4.9 Membránové čerpadlo [8]

Membrány bývají konstruovány jako kruhové nebo válcové. Kruhové membrány (viz. Obr. 4.9) jsou podle tlaku, teploty a druhu kapaliny buď z chromové, nebo chromniklové oceli. Válcové se vyrábějí většinou z plastů.

Kmitavý pohyb membrány je způsoben mechanickým, hydraulickým nebo pneumatickým zařízením.

4.4 Vlnovcová [8]

Výhody:

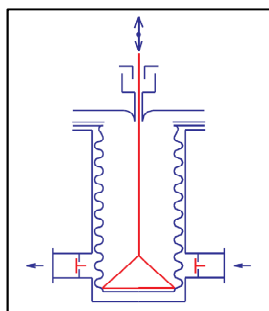
Použití pro čerpání kapaliny do podtlakových nebo nízkotlakých hydraulických systémů, kde je použití vlnovce mnohem vhodnější než použití membrány.

Nevýhody:

Vlnovcová čerpadla jsou konstrukčně složitější než pístová.

Princip činnosti čerpadla:

Kapalina je dopravována osovým pohybem vlnovce (Obr. 4.7).



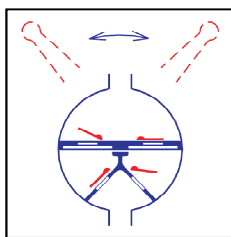
Obr. 4.10 Vlnovcové čerpadlo [8]

Vlnovec se většinou vyrábí z teflonu anebo z tantalové oceli. Pro kapaliny s vysokým podílem pevných látek je použití vlnovce velice nevhodné z důvodu jejich zachytávání na vlnovci a jeho následného poškození.

4.5 Křídlová [8]

Princip činnosti čerpadla:

Kapalina je dopravována kývavým pohybem křídla (Obr. 4.11).



Obr. 4.11 Křídlové čerpadlo [8]

5. Hydrostatická čerpadla s peristaltickým (jiným) pohybem

5.1 Hadicová [4],[8]

Hadicová nebo také peristaltická čerpadla využívají při čerpání kapaliny podobného principu jako je tomu u některých živočichů. Nejdůležitějším prvkem hadicového čerpadla, jak už název napovídá, je hadice. Různě silnými hadicemi můžeme dosáhnout různých vlastností čerpadla.

Výhody:

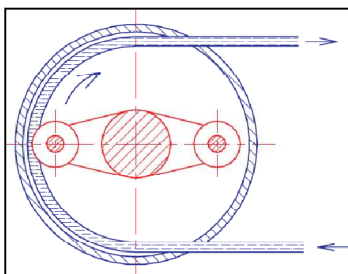
Velkou výhodou těchto čerpadel je jejich samonasávací schopnost. Dále pak je jejich chod velmi tichý a bez rázů. Pro svou jednoduchou konstrukci jsou levná. Čerpání je hygienické, protože ve styku s kapalinou nejsou mimo hadice žádné jiné prvky těchto čerpadel, proto se používají pro čerpání např. pitné vody nebo také k čerpání krve.

Nevýhody:

Pro provoz jsou potřeba nízké otáčky přibližně $30\text{--}200\text{ ot}\cdot\text{min}^{-1}$, proto nemůžou být poháněny přímo elektromotorem. Výtlak nesmí být nikdy uzavřený, aby kapalina mohla stále odtékat. Sací vlastnosti jsou omezeny pružností hadice neboli schopností hadice vracet se do původní polohy. Životnost čerpadla je dána životností hadice.

Princip činnosti čerpadla:

Sání kapaliny je způsobeno podtlakem, který vytvoří otáčející se kladky. Ty jsou přitlačovány k opěrnému tělesu tak, aby byla hadice zcela neprůchozí. Tím se oddělí prostory v hadici. Prostor za kladkou je zaplněn kapalinou a kladka ji tlačí do výtlaku. V prostoru před kladkou se hadice zase vlastní silou vrací do původního nedeformovaného stavu a tím vzniká podtlak a tím sání kapaliny.



Obr. 5 Hadicové čerpadlo [8]

Nejjednodušší konstrukční řešení je se dvěma kladkami, ale je také možné použít kladky tři. Úhel opásání hadice se však změní ze 180° na 120° .

6. Charakteristiky hydrostatických čerpadel

6.1 Základní rovnice pro výpočet objemových čerpadel [3]

Základními rovnicemi pro výpočet čerpadla nebo hydromotoru jsou rovnice pro stanovení **průtoku** (dodávaného množství), **výkonu** a **krouťícího momentu**.

Teoretický průtok Q_t

Je dán vztahem (1) a je popisován jako objem pracovních prvků čerpadla za jednotku času.

$$Q_t = V_0 \cdot n \quad [\text{l/min}] \quad (1)$$

V_0 pracovní objem čerpadla, objem vytvořený pracovními prvky (např. zuby, lopatky, písky) za jednu otáčku

n počet otáček za minutu

Teoretický krouťící moment M_{kt}

Je to moment, který vzniká při působení tlakových sil F v pracovních prostorách čerpadla. Je dán vztahem (2).

$$M_{kt} = F \cdot r = \Delta p \cdot \frac{V_0}{2\pi} \quad (2)$$

Teoretický výkon N_t

Je dán vztahem (3). Výkon dostaneme součinem teoretického krouťícího momentu M_{kt} a jeho úhlové rychlosti ω .

$$N_t = M_{kt} \cdot \omega \quad (3)$$

$$N_t = Q_t \cdot \Delta p = V_0 \cdot n \cdot \Delta p \quad (4)$$

6.2 Účinnost čerpadel [3]

Při práci čerpadel dochází k určitým ztrátám na jejich výkonu. Tyto ztráty jsou určující pro celkovou účinnost čerpadla. Dělíme je na:

- 1) ztráty objemové
- 2) ztráty hydraulické
- 3) ztráty mechanické

6.2.1 Objemové ztráty

Objemové ztráty jsou definovány jako rozdíl mezi objemy, tzn. rozdíl mezi teoretickým průtokem a skutečným průtokem. Tyto ztráty jsou zapříčiněny netěsnostmi pracovních prostorů čerpadla nebo vlivem kavitace v čerpadle. Objemové ztráty se zvětšují se zvětšujícím se tlakovým spádem a pohybem pracovní plochy a také se snižují se viskozitou kapaliny.

$$Q = Q_t - Q_z \quad (5)$$

Q skutečný průtok

Q_t teoretický průtok

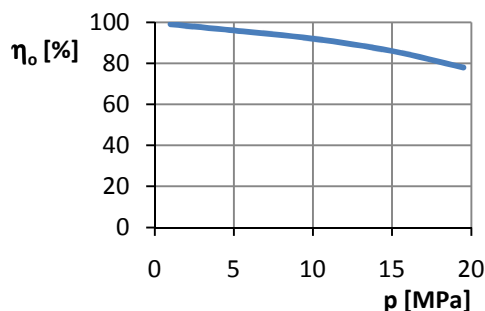
Q_z objemové ztráty v čerpadle

Objemová účinnost

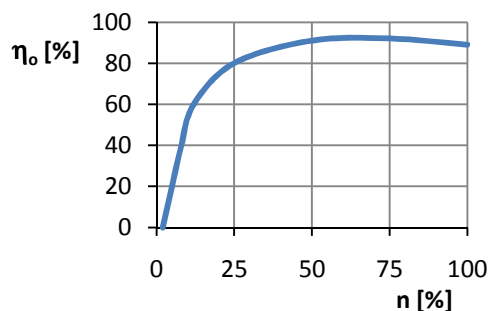
$$\eta_o = \frac{Q}{Q_t} \quad (6)$$

Dosažením rovnice (5) do rovnice (6) dostaneme objemovou účinnost:

$$\eta_o = \frac{Q_t - Q_z}{Q_t} = 1 - \frac{Q_z}{Q_t} \quad (7)$$



Obr. 6.1 Závislost objemové účinnosti na tlaku [3]



Obr. 6.2 Závislost objemové účinnosti na otáčkách [3]

6.2.2 Hydraulické ztráty

Hydraulické ztráty jsou definovány tlakovými ztrátami Δp_z , vznikajícími při pohybu kapaliny v pracovních prostorách čerpadla.

Hydraulická účinnost

$$\eta_h = \frac{p}{p_t} = \frac{p_t - \Delta p_z}{p_t} = 1 - \frac{\Delta p_z}{p_t} \quad (8)$$

p skutečný tlak dodávaný čerpadlem

p_t teoretický tlak kapaliny

Δp_z součet tlakových ztrát v čerpadle

Zkouškami se zjistilo, že hydraulické ztráty jsou ve srovnání se ztrátami objemovými a mechanickými nepatrné. Hydraulická účinnost je rovna přibližně 0,9÷0,95 někdy i vyšší a proto ji v běžných výpočtech můžeme většinou zanedbávat, tudíž:

$$\eta_h = 1$$

6.2.3 Mechanické ztráty

Na vznik mechanických ztrát mají největší vliv především třecí síly mezi pohybujícími se částmi čerpadla. Dále pak příčinou vzniku mechanických ztrát může být odpor odstředivých a setrvačných sil kapaliny a také odpor při vnikání pohybujících se prvků (zuby, lamely) do kapaliny.

Vyjadřují se mechanickou účinností. Je to vztah mezi teoretickým výkonem a příkonem čerpadla.

$$N = N_t + N_z \quad (9)$$

N příkon čerpadla

N_t teoretický výkon čerpadla

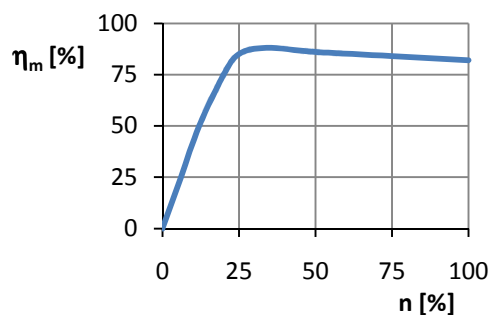
N_z ztracený výkon v důsledku mechanických ztrát

Mechanická účinnost

$$\eta_m = \frac{N_t}{N} \quad (10)$$

Dosazením rovnice (9) do rovnice (10) dostaneme mechanickou účinnost:

$$\eta_m = \frac{N_t}{N} = \frac{N_t}{N_t + N_z} = \frac{1}{1 + \frac{N_z}{N_t}} \quad (11)$$



Obr. 6.3 Závislost mechanické účinnosti na otáčkách [3]

6.2.4 Celková účinnost čerpadla

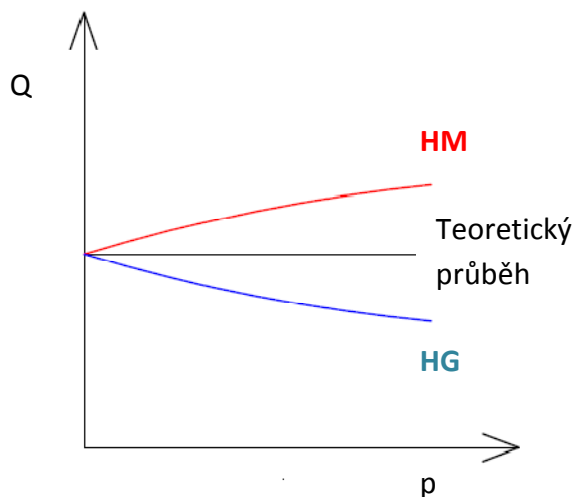
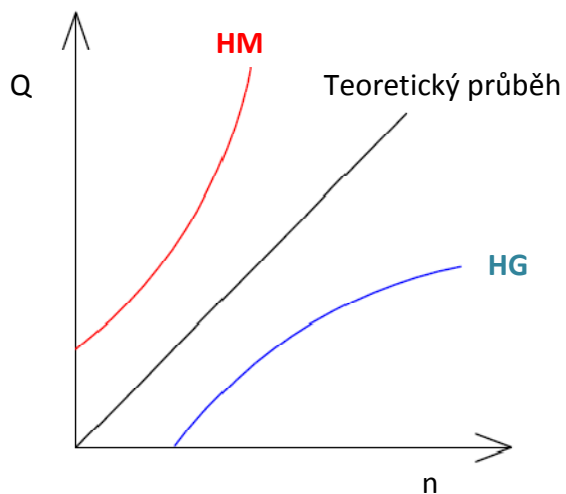
Je dána součinem všech tří účinností, které jsou uvedeny výše.

$$\eta_c = \eta_o \cdot \eta_h \cdot \eta_m \quad (12)$$

6.3 Skutečné a teoretické charakteristiky

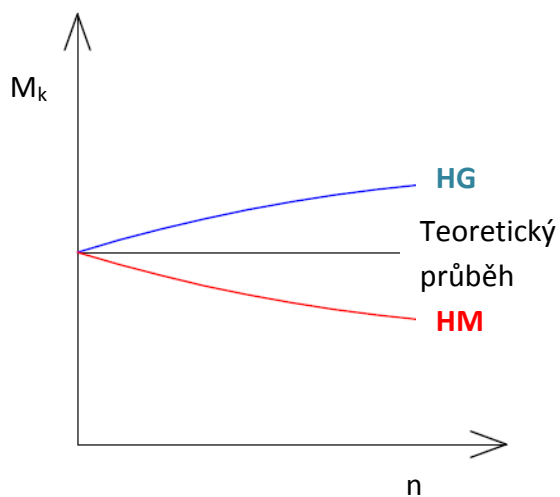
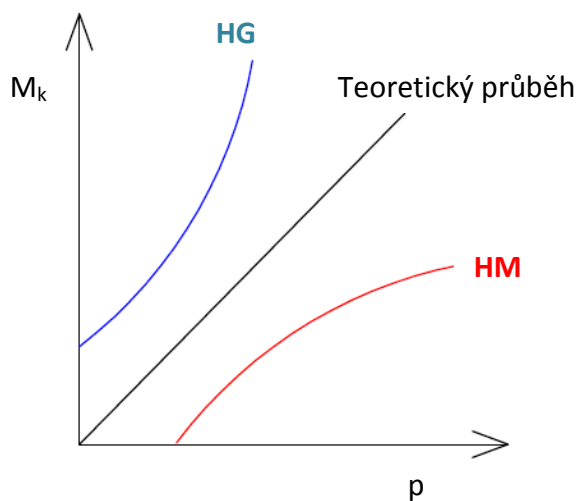
Závislost průtoku Q na otáčkách n a tlaku p

V ideálním případě by průběh této závislosti byl lineární, ovšem ve skutečnosti dochází k odchylce vlivem ztrát, které jsou definovány v kapitole 6.2. Křivka HM ukazuje závislost Q na n pro hydromotor, křivka HG označuje závislost Q na n hydrogenerátoru.



Závislost kroutícího momentu M_k na tlaku p a otáčkách n

Teoretický průběh této závislosti je opět lineární. Dochází však jako v předchozí závislosti ke ztrátám systému, které zapříčiní odchylku.



Závěr

Tato bakalářská práce pojednává především o hydrostatických čerpadlech. Zaměřila se hlavně na jejich základní rozdělení a charakteristiky. Zabývala se výhodami a nevýhodami jednotlivých konstrukčních provedení. Cílem této práce také bylo jednoduše vysvětlit principy těchto čerpadel a vytvořit představu činnosti a použití v praxi. Dalším bodem této práce bylo vypsát základní vztahy pro výpočet hydrostatického čerpadla a uvést jejich vzájemnou závislost a vykreslit jejich charakteristiky.

Hlavními výhodami hydrostatických čerpadel oproti hydrodynamickým jsou určité jednoduchá montáž a údržba. Jednoduchá a spolehlivá ochrana před přetížením vestavěním pojistného ventilu do obvodu. Nevýhodou hydrostatických čerpadel vůči hydrodynamickým je nutnost zajištění dokonalé čistoty kapaliny. Toho lze dosáhnout použitím filtrů. Další nevýhodou je zahřívání kapaliny. Proto je nutné použít v hydraulickém obvodu chladič, např. to bývá trubková spirála, kterou protéká studená voda, okolo potrubí, v kterém proudí pracovní kapalina.

Každé čerpadlo má své vlastní charakteristické vlastnosti, podle kterých je potom voleno jejich použití. Jedním z nejrozšířenějších čerpadel je bezesporu čerpadlo zubové a to především pro svoji jednoduchou konstrukci a malou cenu.

Jelikož čerpadlo jako stroj je pro člověka velmi užitečný a těžko nahraditelný pomocník, jejich vývoj bude v budoucnu dále pokračovat. Trendem dnešní doby je vylepšování starších osvědčených typů čerpadel, které se v minulosti např. vlivem výrobní náročnosti příliš neprosadili i díky velké konkurenci jednodušších řešení s téměř stejnými vlastnostmi. Dnešní výrobní průmysl je velmi vyspělý, proto dochází k „oprašování“ těchto starších typů. Výrobci čerpadel se v dnešní době předhánějí při inovacích už zaběhlých konstrukčních provedení čerpadel s důrazem na jejich vylepšení, co se týká např. účinnosti nebo odstranění jistých nevýhod. Každá firma má většinou na svých vyrobených čerpadlech svoji vlastní inovaci nebo vlastní prvek, kterým vylepšuje jeho chod. Z toho plyne, že konstrukčních provedení např. zubových čerpadel je velké množství, které pracují přibližně na stejném principu, přitom se ale od sebe můžou, co se týče vlastností, diametrálně lišit.

Vývoj a pokrok nelze zastavit, proto se v budoucnu určitě budou objevovat další a další vynálezy a patenty nových principů a druhů čerpadel, ale i vylepšení těch stávajících.

7. Seznam použité literatury

- [1] BLÁHA, Jaroslav, BRADA, Karel. *Hydraulické stroje*. Praha : SNTL, 1992. 752 s. ISBN 80-03-00665-1.
- [2] BLÁHA, Jaroslav, BRADA, Karel. *Příručka čerpací techniky*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1997. 289 s. ISBN 80-01-01626-9.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav. *Hydraulické pohony hornických a hutnických strojů a zařízení*. Ostrava : Editační středisko Vysoké školy báňské v Ostravě, 1964. 333 s.
- [4] LAIKA, Viktor. *Abeceda vodních pohonů* [online]. 2004 , 01/22/2009 [cit. 2009-04-30]. Dostupný z WWW: <mve.energetika.cz>.
- [5] NECHLEBA, Miroslav, HUŠEK, Josef. *Hydraulické stroje*. Praha : SNTL, 1966. 386 s.
- [6] *Produkty - Flowservice s.r.o. - čerpací technika* [online]. c2009 , 23.5.2009 [cit. 2009-04-11]. Dostupný z WWW: <<http://www.flowservice.cz/produkty/>>
- [7] PROKEŠ, Josef. *Hydraulické pohony : Hydraulické řízení obráběcích strojů a jeho využití k automatisaci a k mechanizaci*. Praha : ROH, 1957. 275 s.
- [8] ŠOB, František. *Hydraulické stroje*. [s.l.] : [s.n.], 2002. 112 s. Dostupný z WWW: <khzs.fme.vutbr.cz/~sob/>.
- [9] ŠOB, František. *Hydromechanika*. Brno : AN CERM, 2002. 240 s. ISBN 80-214-2037-5
- [10] VARCHOLA, Michal. *Objemové - hydrostatické čerpadla*. Bratislava : [s.n.], 2003. 203 s.
- [11] VOSTROVSKÝ, Jiří. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha : Vydavatelství ČVUT, 1991. 248 s. ISBN 80-01-00626-3.
- [12] *Wikipedia* [online]. 1995 , 17. 5. 2009 [cit. 2009-02-28]. Dostupný z WWW: <wikipedia.org>.
- [13] *Zubová čerpadla, hydromotory a děliče průtoku s vnitřním ozubením* [online]. 2007 , 16.5.2007 [cit. 2009-02-28]. Pdf. Dostupný z WWW: <http://www.hydraulikakindl.cz/pdf/vnitri_ozubeni.pdf>.

Seznam použitých veličin

Veličina	Symbol	Jednotka
Eulerovo kritérium	Eu	-
Síla	F	N
Gravitační zrychlení	g	$\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$
Výška	h	m
Teoretický kroutící moment	M_{kt}	$\text{N}\cdot\text{m}$
Skutečný výkon	N	W
Teoretický výkon	N_t	W
Mechanické ztráty	N_z	W
Otáčky	n	s^{-1}
Rychloběžnost hydraulických strojů	n_b	-
Měrné objemové otáčky	n_q	-
Měrné výkonové otáčky	n_s	min^{-1}
Skutečný tlak	p	Pa
Teoretický tlak	p_t	Pa
Hydraulické ztráty	Δp_z	Pa
Skutečný průtok	Q	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
Teoretický průtok	Q_t	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
Objemové ztráty	Q_z	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
Poloměr	r	m
Plocha	S	m^2
Strouhalovo kritérium	Sh	-
Rychlost	v	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
Pracovní objem	V_o	m^3
Měrná energie	γ	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}$
Celková účinnost	η_c	%
Hydraulická účinnost	η_h	%
Mechanická účinnost	η_m	%
Objemová účinnost	η_o	%